

⑩ 日本国特許庁 (JP)  
⑫ 公開特許公報 (A)

⑪ 特許出願公開  
昭58—32985

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 04 B 49/00

識別記号

庁内整理番号  
7719—3H

⑭ 公開 昭和58年(1983)2月26日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 5 頁)

BEST AVAILABLE COPY

⑮ 可変容量形油圧ポンプの制御装置

⑯ 特 願 昭56—130277

⑰ 出 願 昭56(1981)8月21日

⑱ 発 明 者 後藤安晴

土浦市神立町650番地日立建機

株式会社土浦工場内

⑲ 出 願 人 日立建機株式会社

東京都千代田区内神田一丁目2  
番10号

⑳ 代 理 人 弁理士 中村純之助

明 細 書

1. 発明の名称 可変容量形油圧ポンプの制御装置

2. 特許請求の範囲

1つの原動機で駆動される第1、第2可変容量形油圧ポンプを制御する装置において、上記第1、第2可変容量形油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第1、第2押しのけ容積制御装置と、その第1、第2押しのけ容積制御装置と上記第1、第2可変容量形油圧ポンプの吐出側管路とを接続する第1、第2管路と、その第1、第2管路に設けられた第1、第2絞りと、上記第1、第2管路の上記第1、第2絞りよりも上記第1、第2押しのけ容積制御装置側を接続する接続管路とを具備することを特徴とする可変容量形油圧ポンプの制御装置。

3. 発明の詳細な説明

この発明は1つの原動機で駆動される複数の可変容量形油圧ポンプの制御装置に関するものであ

る。

第1図は従来の可変容量形油圧ポンプの制御装置を示す図である。図において1は原動機、2、3は原動機1により駆動される可変容量形油圧ポンプ、4は原動機1の動力を油圧ポンプ2、3に伝達するトランスミッション、5、6は油圧ポンプ2、3の押しのけ容積制御装置であるパネ付シリンダで、シリンダ5、6の変位量により油圧ポンプ2、3の押しのけ容積すなわち斜板傾転角が制御される。7、8はシリンダ5、6のパネ、9、10はシリンダ5、6のシリンダ室、11は方向切換弁で、方向切換弁11がA位置のときには、油圧ポンプ2、3の吐出圧力すなわち自己の吐出圧力がシリンダ室9、10に供給され、方向切換弁11がB位置のときには、チェック弁12が設けられているため、油圧ポンプ2、3の吐出圧力のうち高い方の吐出圧力がシリンダ室9、10の両方に供給される。

この制御装置においては、方向切換弁11がA位置の場合、自己の吐出圧力がシリンダ室9、

10に供給されるから、油圧ポンプ2、3の吐出圧力が所定値に達するまでは、油圧ポンプ2、3の斜板傾転角が最大であり、油圧ポンプ2、3の吐出流量が最大であるが、油圧ポンプ2、3の吐出圧力が所定値以上になると、シリンダ5、6がバネ7、8に抗して伸長し、油圧ポンプ2、3の斜板傾転角が小さくなり、油圧ポンプ2、3の吐出流量が減少し、油圧ポンプ2、3の吸収馬力がほぼ一定に保持される。また、方向切換弁11がB位置の場合には、油圧ポンプ2、3の吐出圧力のうち高い方の吐出圧力がシリンダ室9、10の両方に供給されるから、油圧ポンプ2、3の吐出圧力が異なっているとしても、油圧ポンプ2、3の斜板傾転角が等しくなり、油圧ポンプ2、3の吐出流量が等しくなる。しかし、この場合には吐出圧力が低い方の油圧ポンプたとえば油圧ポンプ2の吐出流量が、吐出圧力が高い方の油圧ポンプ3の吐出圧力に応じて減少するから、油圧ポンプ2の吸収馬力が減少し、原動機1の出力馬力を有効に利用できない。

設けられた絞り、17は管路13、14の絞り15、16よりもシリンダ5、6側を接続する接続管路、18は接続管路17に設けられた開閉弁である。

第3図はシリンダ5、6のシリンダ室9、10内の圧力すなわち制御圧力と油圧ポンプ2、3の吐出流量との関係を示すグラフである。このグラフに示すように、シリンダ室9、10内の圧力が $p_0$ に達するまでは、シリンダ5、6がバネ7、8によって縮小しており、油圧ポンプ2、3の斜板傾転角が最大であり、油圧ポンプ2、3の吐出流量は $Q_{max}$ であるが、シリンダ室9、10内の圧力が $p_0$ 以上になると、バネ7、8に抗してシリンダ5、6が伸長するから、油圧ポンプ2、3の斜板傾転角が小さくなり、油圧ポンプ2、3の吐出流量が減少する。

この制御装置においては、開閉弁18が閉のときには、油圧ポンプ2、3の吐出圧力が絞り15、16を介してシリンダ室9、10に導かれる。したがって、油圧ポンプ2、3の吐出圧力が $p_0$ に

この発明は上述の問題点を解決するためになされたもので、原動機の出力馬力を有効に利用することのできる可変容量形油圧ポンプの制御装置を提供することを目的とする。

この目的を達成するため、この発明においては1つの原動機で駆動される第1、第2可変容量形油圧ポンプを制御する装置において、上記第1、第2可変容量形油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第1、第2押しのけ容積制御装置と、その第1、第2押しのけ容積制御装置と上記第1、第2可変容量形油圧ポンプの吐出側管路とを接続する第1、第2管路と、その第1、第2管路に設けられた第1、第2絞りと、上記第1、第2管路の上記第1、第2絞りよりも上記第1、第2押しのけ容積制御装置側を接続する接続管路とを設ける。

第2図はこの発明に係る可変容量形油圧ポンプの制御装置を示す図である。図において13、14は可変容量形油圧ポンプ2、3の吐出側管路とバネ付シリンダ5、6のシリンダ室9、10とを接続する管路、15、16は管路13、14に

達するまでは、油圧ポンプ2、3の吐出流量は $Q_{max}$ であり、油圧ポンプ2、3の吐出圧力が $p_0$ 以上になると、油圧ポンプ2、3の吐出流量が減少して、油圧ポンプ2、3の吸収馬力がほぼ一定に保持される。たとえば、油圧ポンプ2、3の吐出圧力がそれぞれ $p_1$ 、 $p_2$ であると、油圧ポンプ2、3の吐出流量はそれぞれ $Q_1$ 、 $Q_2$ となり油圧ポンプ2、3の吸収馬力はそれぞれ原動機1の出力馬力の約50%である。そして、この状態で開閉弁18を開にすると、シリンダ室9、10に導かれる圧力は、絞り15、16によって圧力 $p_1$ 、 $p_2$ の平均値 $p_a$ となるから、油圧ポンプ2、3の吐出流量は吐出流量 $Q_1$ 、 $Q_2$ の平均値 $Q_a$ となる。すなわち、油圧ポンプ2の吐出流量は $Q_1$ から $Q_a$ へと減少し、油圧ポンプ3の吐出流量は $Q_2$ から $Q_a$ へと増加して、油圧ポンプ2、3の吐出流量が等しくなる。この場合、油圧ポンプ2、3の吐出圧力 $p_1$ 、 $p_2$ は変わらないので、油圧ポンプ2の吸収馬力が減少し、油圧ポンプ3の吸収馬力が増加し、たとえば油圧ポンプ2の吸収馬力が

原動機1の出力馬力の30%だとすると、油圧ポンプ3の吸収馬力は原動機1の出力馬力の約70%となり、原動機1の出力馬力を100%近く利用することができる。

第4図はこの発明に係る他の可変容量形油圧ポンプの制御装置を示す図である。図において19、20は油圧ポンプ2、3の押しのけ容積制御装置、21、22は油圧源、23、24は油圧源21、22に接続されたサーボ弁、25、26はサーボ弁23、24のバネ、27、28はサーボ弁23、24のパイロットポートで、パイロットポート27、28には管路13、14が接続されている。29、30はサーボ弁23、24に接続されたサーボピストンで、サーボピストン29、30の変位量により、油圧ポンプ2、3の押しのけ容量すなわち斜板傾転角が制御される。

第5図は第4図に示した制御装置19の構造を示す断面図である。図において31はサーボ弁23のスプール、32はサーボ弁23のスリーブ、33は一端がサーボ弁23の弁体に回動可能に取

付けられたフィードバックレバー、34、35はレバー33に設けられたピンで、ピン34、35はそれぞれサーボピストン29、スリーブ32に係合している。36、37はサーボピストン29の両側に形成されたシリンダ室である。なお、制御装置20の構造も同様である。

制御装置19においては、スプール31の変位量はバネ25の力とパイロットポート27に作用する圧力による力とで決定される。また、たとえば第5図に示す状態から、スプール31が左方に変位すると、油圧源21の圧油がシリンダ室36に供給され、一方シリンダ室37がタンクに連通するため、サーボピストン29が左行するが、このときレバー33によってスリーブ32もサーボピストン29の変位に応じて変位するので、サーボピストン29がスプール31の変位量に応じた量だけ変位したとき、油圧源21の圧油はスリーブ32によってシリンダ室36には供給されなくなり、一方シリンダ室37とタンクとの連通がスリーブ32によって遮断されるから、サーボピス

トン29が停止する。すなわち、サーボピストン29の変位量はスプール31の変位量に応じた値となるから、油圧ポンプ2の斜板傾転角はスプール31の変位量に応じた値となる。このように、スプール31の変位量はバネ25の力とパイロットポート27に作用する圧力による力とで決定され、また油圧ポンプ2の斜板傾転角はスプール31の変位量に応じた値となる。また、制御装置20においてもこの動作は同様である。したがって、第4図に示した制御装置は第2図に示した制御装置と同様に油圧ポンプ2、3の吐出量を制御するから、原動機1の出力馬力を100%近く利用することができる。

なお、上述実施例においては、接続管路17に開閉弁18を設けたが、シリンダ室9、10、パイロットポート27、28に油圧ポンプ2、3の吐出圧力を供給する制御すなわち自己の吐出圧力による制御を行なう必要がないときには、開閉弁18を省略してもよい。

以上説明したように、この発明に係る可変容量

形油圧ポンプの制御装置においては、両油圧ポンプの吐出流量を同じにする制御をしたときに、原動機のほぼ全出力馬力を利用することができる。とくに、一方の油圧ポンプを無負荷とした場合には、他方の油圧ポンプに原動機のほぼ全出力馬力を伝えることができるから、2つの油圧ポンプの吐出油をバルブ等で合流させることなく、1つのアクチュエータに原動機のほぼ全出力馬力を伝達することができる。このように、この発明の効果は顕著である。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は従来の可変容量形油圧ポンプの制御装置を示す図、第2図はこの発明に係る可変容量形油圧ポンプの制御装置を示す図、第3図は制御圧力と吐出流量との関係を示すグラフ、第4図はこの発明に係る他の可変容量形油圧ポンプの制御装置を示す図、第5図は第4図に示した押しのけ容積制御装置を示す断面図である。

1…原動機

2、3…可変容量形油圧ポンプ

- 5、6…バネ付シリンダ  
 7、8…バネ 9、10…シリンダ室  
 13、14…管路 15、16…絞り  
 17…接続管路 18…開閉弁  
 19、20…押しのけ容積制御装置  
 23、24…サーボ弁 25、26…バネ  
 27、28…パイロットポート  
 29、30…サーボピストン

代理人弁理士 中村純之助

図 1

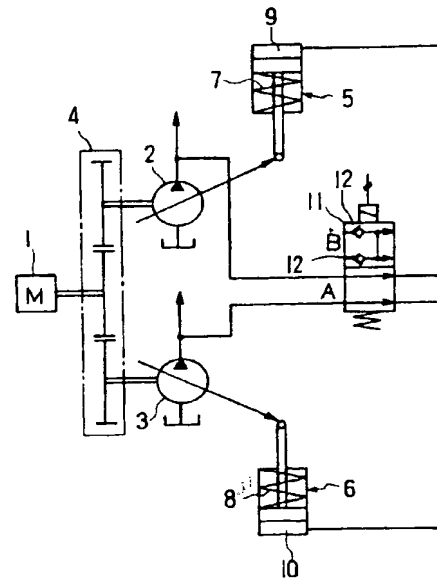


図 2

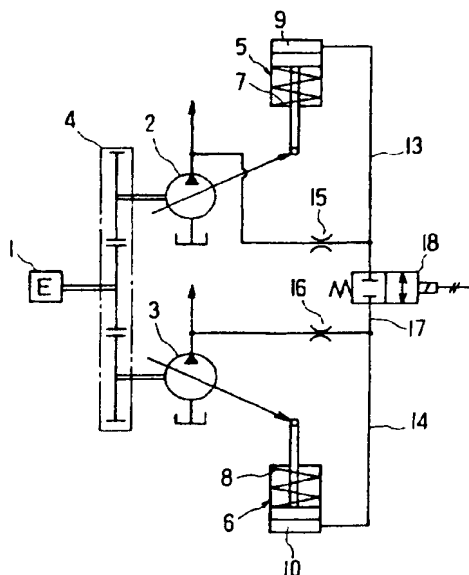


図 3

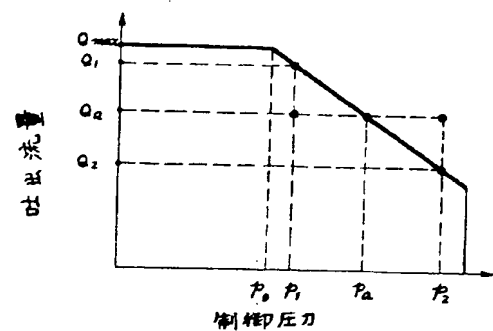
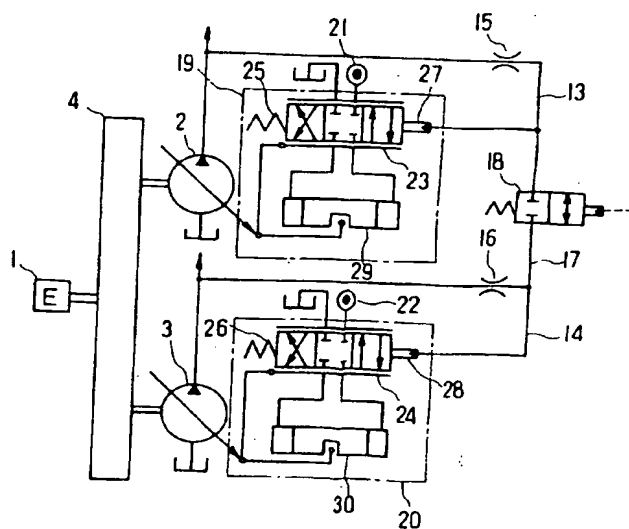
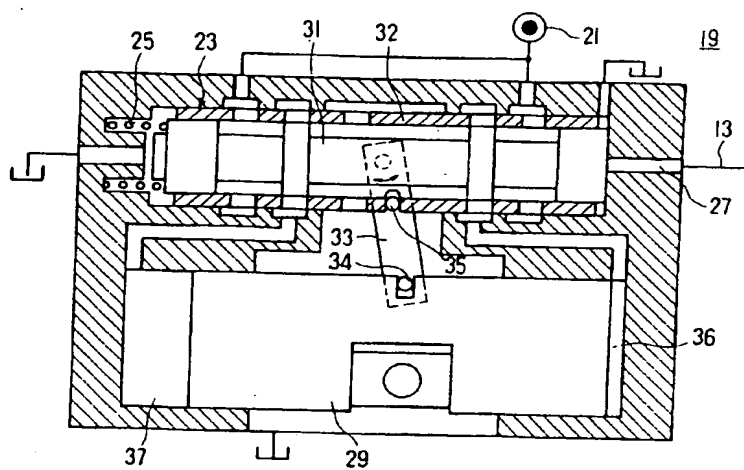


图 4



※ 5 図



THIS PAGE BLANK (USPTO)



PN - JP58032985 A 19830226  
 PD - 1983-02-26  
 PR - JP19810130277 19810821  
 OPD - 1981-08-21  
 TI - CONTROLLER FOR HYDRAULIC PUMP OF VARIABLE CAPACITY  
 IN - GOTOU YASUHARU  
 PA - HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY  
 EC - F04B49/08  
 IC - F04B49/00

© PAJ / JPO

PN - JP58032985 A 19830226  
 PD - 1983-02-26  
 AP - JP19810130277 19810821  
 IN - GOTOU YASUHARU  
 PA - HITACHI KENKI KK  
 TI - CONTROLLER FOR HYDRAULIC PUMP OF VARIABLE CAPACITY  
 AB - PURPOSE: To effectively utilize the output power of a prime mover, by providing a first and a second means for controlling the swept volume of a hydraulic pump, a first and a second pipe passages, a first and a second orifices and a communication pipe passage for connecting the control means to each other.  
 - CONSTITUTION: When a spool 31 is moved leftward, the pressurized oil of an oil pressure source 21 is supplied to a cylinder chamber 36 and another cylinder chamber 37 communicates with a tank so that a servo-piston 29 is moved leftward. At that time, a sleeve 32 is displaced by a lever 33 in accordance with the displacement of the servo-piston 29 so that the sleeve keeps the pressurized oil of the oil pressure source 21 from being supplied to the cylinder chamber 36, when the servo-piston 29 is displaced by a quantity corresponding to the displacement of the spool 31. Consequently, the cylinder chamber 37 and the tank are disconnected from each other by the sleeve 32 so that the servo-piston 29 is stopped.  
 I - F04B49/00

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**